

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ СТОЙКИ НА ТЯГОВОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ГЛУБОКОРЫХЛИТЕЛЯ

В.П. Чеботарев,

зав. каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ, докт. техн. наук, профессор

Д.А. Яновский,

ассистент каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ

А.А. Зенов,

ст. преподаватель каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ

Д.Н. Бондаренко,

ст. преподаватель каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ

А.Н. Новик,

преподаватель каф. технического обеспечения сельскохозяйственного производства и агрономии БарГУ

В статье представлен теоретический и экспериментальный анализ рабочего органа глубокорыхлителя с вибрирующей стойкой, позволяющей снизить тяговое сопротивление посредством упругих колебаний, возникающих от попеременного тягового сопротивления почвы. Определено тяговое сопротивление стойки без вибрации и с вибрацией, проведены экспериментальные исследования рабочего органа глубокорыхлителя.

Ключевые слова: глубокорыхлитель, вибрация, тяговое сопротивление, глубина рыхления.

The article presents a theoretical and experimental analysis of the working body of a subsoiler with a vibrating rack, which makes it possible to reduce traction resistance through elastic vibrations arising from the alternating traction resistance of the soil. The traction resistance of the rack with and without vibration was determined, experimental studies of the working body of the subsoiler were carried out.

Key words: subsoiler, vibration, traction resistance, loosening depth.

Введение

Одним из факторов, сдерживающих рост урожайности сельскохозяйственных культур, является избыточное уплотнение почвы. Негативным следствием этого процесса является снижение влагоаккумулирующей способности почвы, увеличение ее водной и механической эрозии, дефляция.

Применяемые в настоящее время почвообрабатывающие машины, направленные на устранение избыточного уплотнения почвы, характеризуются большим тяговым сопротивлением и, соответственно, высоким расходом топлива. В этой связи особую актуальность приобретает вопрос создания и внедрения новых рабочих органов, обеспечивающих снижение тягового сопротивления при глубоком безотвальном рыхлении почвы. Снижения энергоемкости при требуемом качестве обработки возможно достичь путем применения глубокорыхлителей с упругими рабочими органами. Переменное сопротивление почвы создает вибрацию, обеспечивающую лучшее скалывание и разуплотнение почвенного пласта [1].

Теоретическими и экспериментальными исследованиями была доказана целесообразность использования вибрации для уменьшения тягового сопротивления и износа рабочих органов [2, 3]. Однако большинство исследователей рассматривают активную вибрацию, которая вследствие наличия привода повышает эксплуатационные расходы. Поэтому применение пассивной вибрации является актуальным

вопросом, который требует глубокого анализа и исследования.

Целью работы является определение тягового сопротивления рабочего органа для глубокого рыхления с упругой вибрирующей стойкой.

Основная часть

Сопротивление рабочего органа глубокорыхлителя представляет собой сумму проекций горизонтальных составляющих сил на горизонтальную плоскость:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4, \quad (1)$$

где R_1 – сопротивление стойки, кН;

R_2 – сопротивление долота, кН;

R_3 – сопротивление дополнительного оборудования на стойке, кН;

R_4 – динамическая составляющая, обусловленная скоростью v (по аналогии с составляющей силы сопротивления лемеха, выраженной В.П. Горячкиным через квадрат скорости v^2 , кН) [4].

Сопротивление долота, согласно рисунку 1, определяется по формуле

$$R_2 = fG + N_1 \sin(\alpha + \gamma) + N_2 \sin \alpha + fN_1 \cos(\alpha + \gamma) + fN_2 \cos \alpha, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения;

G – сила тяжести, приходящаяся на долото, кН;

N_1, N_2 – нормальные силы, действующие на активные площади долота, кН;

$\alpha = 16^\circ$ – угол резания, $\gamma = 16^\circ$ – угол крошения (рис. 1).

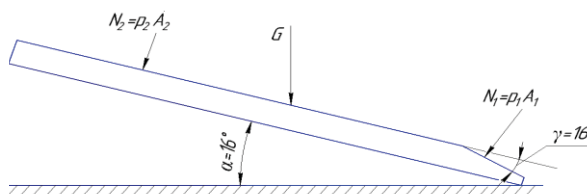


Рисунок 1. Схема сил, действующих на долото

Сила тяжести, приходящаяся на долото, определяется по формуле

$$G = (M + m)g,$$

где M – масса почвы, воздействующая на долото, кг;
 m – вес рабочего органа, кг ($m=30$ кг);
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Масса почвы, воздействующая на долото, определяется по формуле

$$M = \rho V,$$

где ρ – плотность почвы, кг/м³, ($\rho = 1400$);
 V – объем почвы над долотом, м³.

В расчетах принимаются три глубины обработки ($h_1 = 0,2$ м, $h_2 = 0,3$ м, $h_3 = 0,4$ м). Учитывая ширину долота $b = 0,08$ м, объем почвы будет равен: $V_1 = 0,074$ м³, $V_2 = 0,0536$ м³, $V_3 = 0,0332$ м³ (рис. 2).

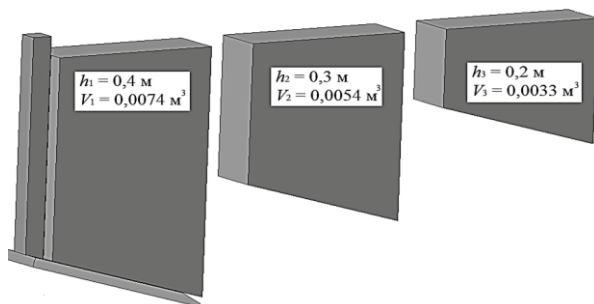


Рисунок 2. Площадь и объем почвы, действующий на долото в зависимости от глубины рыхления

В Воронежском государственном аграрном университете проводились исследования влияния вибрации на коэффициент трения почвы по рабочему органу. В ходе эксперимента под наклоном устанавливался металлический лист, представляющий собой поверхность трения. На лист помещался ящик с почвой без дна, при помощи винтового механизма происходило поднятие поверхности для исследования значения угла и коэффициента трения. Эксперимент проводился в два этапа с десятью повторностями. В первом этапе на ящик с почвой воздействовало только поднятие плоскости, во втором – по всей поверхности создавалась вибрация с частотой 22 ... 24 Гц и амплитудой 2 ... 4 мм. Среднее значение коэффициента трения почвы по стали оказалось $f = 0,61$ без вибрации и $f = 0,50$ с вибрацией поверхности трения [5].

Нормальные силы, действующие на активные плоскости долота, определяются по формуле

$$N = pA,$$

где p – давление со стороны почвы на активные площади долота, Па;

A_1, A_2 – активные площади долота, м² (рис. 3).

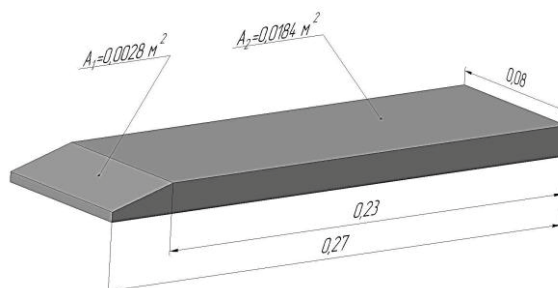


Рисунок 3. Активные площади долота

Давление со стороны почвы на активные площади долота определяется по формуле

$$p = mh^n,$$

где m – коэффициент, учитывающий физико-механические свойства почвы и особенности рабочей поверхности (для минеральных почв $m = 0,01$) [6];

h – глубина рыхления, м;

n – показатель степени (для минеральных и торфяных почв $n = 1,22-1,26$) [6].

В обобщенном виде сопротивление рабочего органа (без учета динамической составляющей R_4) можно записать как

$$R_1 + R_3 = kR_2, \quad (3)$$

где k – коэффициент, учитывающий сопротивление стойки и дополнительного оборудования. При отсутствии дополнительного оборудования (учитывая только сопротивление стойки) – $k = 0,15$ [6].

Согласно исследованиям В.В. Труфанова [7], динамическая составляющая тягового сопротивления рыхлительного рабочего органа представляет собой:

$$R_4 = (K + \xi v^2) A, \quad (4)$$

где K – коэффициент, характеризующий способность почвенного горизонта сопротивляться деформации, $K = 22 \cdot 10^3$ Н/м² [8];

ξ – коэффициент, зависящий от формы рабочей поверхности долота, свойств почвы и размеров почвенного пласта (используется как дополнительный коэффициент при квадрате скорости v^2), $\xi = 158 \cdot 10^2$ Н·с²/м⁴ [8];

v – скорость движения МТА, м/с. В расчетах принимались три скорости движения глубокорыхлителя: $v_1 = 2,3$ м/с, $v_2 = 1,7$ м/с, $v_3 = 1,1$ м/с;

A – сумма активных площадей долота и стойки, м².

Толщина стойки t и ширина долота b являются постоянными значениями ($t = 0,03$ м, $b = 0,08$ м), тогда сумма активных площадей будет изменяться в зависимости от глубины рыхления (рис. 4):

$$h_1 = 0,4 \text{ м} - A_1 = 0,0158 \text{ м}^2,$$

$$h_2 = 0,3 \text{ м} - A_2 = 0,0128 \text{ м}^2,$$

$$h_3 = 0,2 \text{ м} - A_3 = 0,0098 \text{ м}^2.$$

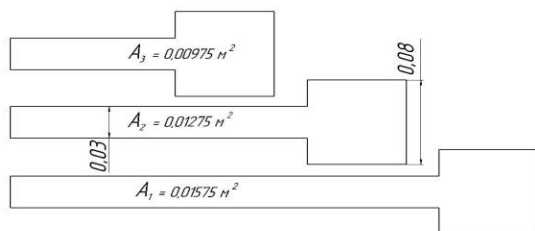


Рисунок 4. Активные площади рыхления в зависимости от глубины обработки

После подстановки в зависимость (1) выражений (2), (3) и (4) получено уравнение тягового сопротивления рыхлительного рабочего органа:

$$R = (1 + k)(fG + N_1 \sin(\alpha + \gamma) + N_2 \sin \alpha + fN_1 \cos(\alpha + \gamma) + fN_2 \cos \alpha)((K + \xi v^2)A).$$

На кафедре сельскохозяйственных машин БГАТУ был изготовлен экспериментальный вибрационный рабочий орган глубокорыхлителя (рис. 5).



Рисунок 5. Вибрационный рыхлительный рабочий орган: 1 – вибрационная стойка; 2 – долото; 3 – навеска; 4 – проставка; 5 – навеска с предохранительным устройством; 6 – крепление вибрационной стойки

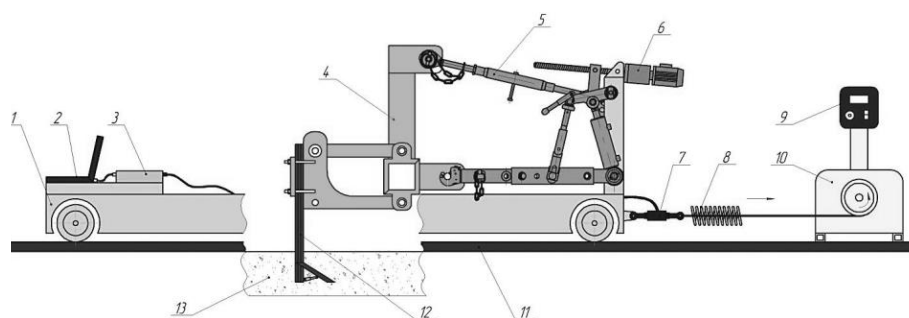


Рисунок 6. Схема лабораторной установки: 1 – транспортная тележка; 2 – компьютер; 3 – мобильный измерительный усилитель; 4 – навеска глубокорыхлителя; 5 – навеска; 6 – электродвигатель с винтовым механизмом; 7 – тензометрический датчик силы; 8 – демпферное устройство; 9 – частотный преобразователь; 10 – тельфер; 11 – рельсы; 12 – вибрационный рыхлительный рабочий орган; 13 – почва

Исследования проводились в почвенном канале, оборудованном мобильным измерительным усилите-

лем «Spider 8» для проведения испытаний по определению тягового сопротивления вибрационного глубокорыхлителя (рис. 6) [9].

Для сокращения количества опытов применялся ортогональный центральный композиционный план для двух факторов. Факторы и уровни их варьирования представлены в таблице 1.

Таблица 1. Уровни варьирования факторов при проведении испытаний глубокорыхлителя

Контролируемые переменные (факторы)	h (глубина рыхления)	v (скорость движения)
Единица измерения	м	м/с
Верхний уровень (1)	0,4	2,3
Основной уровень (0)	0,3	1,7
Нижний уровень (-1)	0,2	1,1
Интервал варьирования	0,1	0,6

Матрица ортогонального центрального композиционного плана для двух факторов, влияющих на тяговое сопротивление (глубина обработки h и скорость движения v) глубокорыхлителя с результатами испытаний (тяговое сопротивление без вибрации $R_{p(б,в)}$, расчетное тяговое сопротивление с вибрацией $R_{p(в)}$, тяговое сопротивление по результатам испытаний R_3), приведена в таблице 2.

На основании полученных данных были построены поверхности отклика (рис. 7).

Анализ полученных результатов показывает, что расчетное значение тягового сопротивления стойки с применением вибрации снижает тяговое сопротивление на 9 %, что обусловлено меньшим коэффициентом трения почвы о поверхность рабочего органа.

Заключение

Полученные двухфакторные уравнения для расчетных и экспериментальных значений позволили сделать следующие выводы:

Увеличение скорости движения на 0,6 м/с повышает тяговое сопротивление на 0,411 кН вне зависимости от наличия или отсутствия вибрации, а увеличение глубины рыхления на 0,1 м повышает тяговое сопротивление стойки без наличия вибрации на 0,41 кН и на 0,38 кН с наличием вибрации.

Анализ расчетных и экспериментальных данных подтверждает увеличение тягового сопротивления рабочего органа от увеличения глубины рыхления и скорости движения. В отличие от работы стойки без вибрации, применение экспериментальной упругой стойки глубокорыхлителя позволило снизить тяговое

Таблица 2. Матрица планирования и результаты испытаний для двух факторов

x_0	$x_1 (h)$	$x_2 (v)$	$y_1 (R_{p(б.в.)})$	$y_2 (R_{p(в.)})$	$y_3 (R_3)$
1	1	1	2,581	2,415	2,327
1	1	0	1,984	1,818	2,396
1	1	-1	1,566	1,400	2,637
1	0	1	2,068	1,938	1,712
1	0	0	1,584	1,454	1,520
1	0	-1	1,246	1,116	1,292
1	-1	1	1,555	1,460	0,782
1	-1	0	1,185	1,090	0,805
1	-1	-1	0,926	0,831	0,693
Среднее			1,633	1,503	1,574
$R_{p(б.в.)} = 1,584 + 0,411x_1 + 0,411x_2 + 0,097x_1x_2 + 0,073x_2^2$					
$R_{p(в.)} = 1,454 + 0,375x_1 + 0,411x_2 + 0,097x_1x_2 + 0,073x_2^2$					
$R_3 = 1,508 + 0,847x_1 + 0,033x_2 + 0,099x_1^2 - 0,099x_1x_2$					

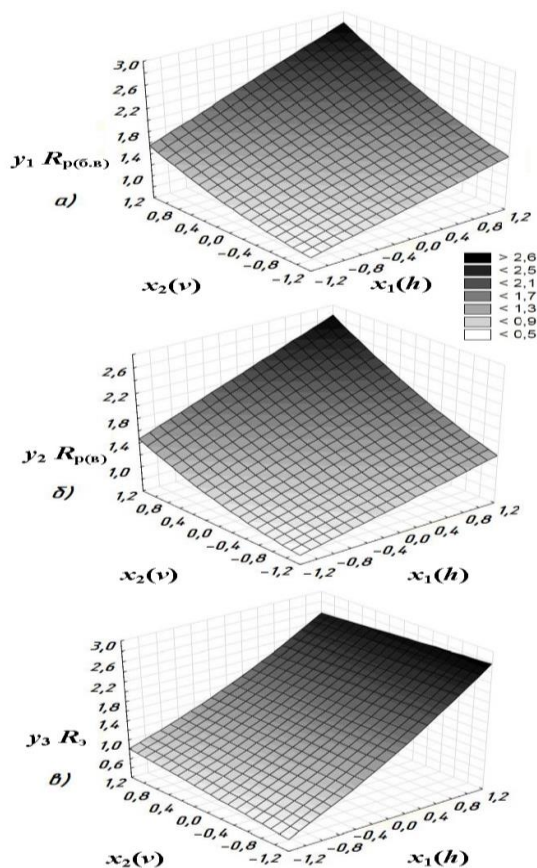


Рисунок 7. Поверхности отклика (тяговое сопротивление стойки глубокорыхлителя) $R = f(h, V)$: а – расчетное сопротивление стойки без вибрации; б – расчетное сопротивление стойки с вибрацией; в – экспериментальное сопротивление стойки с вибрацией

сопротивление за счет упругих колебаний, возникающих от попеременного тягового сопротивления почвы, на 9 % по расчетным данным и на 4 % по экспериментальным.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Яновский, Д.А. Анализ исследований влияния вибрации на тяговое сопротивление плуга / Д.А. Яновский // Перспективная техника и технологии в АПК: материалы междунар. науч. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Минск, 25-26 марта 2021 г./ Белор. гос. аграрн. технич. ун-т – Минск: БГАТУ. – С. 208-211.
2. Нагайка, М.А. Обоснование конструктивно-режимных параметров вибрационного глубокорыхлителя: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / М.А. Нагайка. – Новосибирск, 2016. – 171 с.
3. Дроздов, С.Н. Обоснование конструктивно-режимных параметров вибровозбудителя комбинированного почвообрабатывающего орудия: дис. ...канд. техн. наук: 05.20.01/ С.Н. Дроздов. – Оренбург, 2013. – 179 с.
4. Горячкин, В.П. Рациональная формула силы тяги плугов конных и транспортных: собр. соч. в 3 т. / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – Т. 3. – С. 68 -114.
5. Влияние вибрации на угол трения почвы по рабочему органу / В. В. Василенко, Д. Н. Афоничев, С. В. Василенко, Д. В. Стуров // Лесотехнический журнал. – 2013. – № 3 (11). – С. 123-126.
6. Борисенко, И.Б. Основная обработка почв модернизированными чизельными орудиями / И.Б. Борисенко, А.Е. Новиков, М.А. Садовников // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2017. – № 5. – С. 27-32.
7. Труфанов, В.В. Глубокое чизелевание почвы / В.В. Труфанов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 142 с.
8. Энергетическая оценка тягово-эксплуатационных показателей чизельных и лемешных орудий на тяжелосуглинистых орошаемых почвах / В.В. Бородычев [и др.] // Плодородие. – 2017. – № 6 (99). – С. 31-34.
9. Измерение тягового сопротивления с помощью мобильного измерительного усилителя «Spider 8» / Д.А. Яновский [и др.] // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы междунар. науч.-практич. конф., Минск, 24-25 октября 2019 г.: в 2 ч./ Белор. гос. аграрн. технич. ун-т; редкол.: И.Н. Шило [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2019. – Ч. 1. – С. 253-255.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 06.06.2022